

弹性变形对轴向柱塞泵配流副润滑特性的影响

胡纪滨, 邹云飞^{*}, 李小金, 林 硕

(北京理工大学车辆传动国家重点实验室, 北京 100081)

摘 要: 考虑到配流副在高压条件下的弹性变形量已与油膜厚度同一量级, 该文应用弹性流体动力润滑理论, 建立了弹性变形条件下配流副的润滑数学模型, 采用有限差分法求解了模型的控制方程, 进行了弹性变形对配流副润滑特性的影响分析。结果表明, 在油膜厚度较小时, 配流副的弹性变形使平均油膜厚度相比增大了 14.48%, 但最大油膜压力却减小了 18.60%, 且配流副的油膜承载力和泄漏量明显增大, 而摩擦转矩明显减小; 但油膜厚度大于 15 μm 时, 可以忽略弹性变形对配流副润滑特性的影响。研究为高压化轴向柱塞泵配流副的设计与研究打下了基础。

关键词: 弹性变形, 润滑, 泵, 柱塞泵, 配流副

doi: 10.3969/j.issn.1002-6819.2009.12.020

中图分类号: TH137.51

文献标识码: A

文章编号: 1002-6819(2009)-12-0114-05

胡纪滨, 邹云飞, 李小金, 等. 弹性变形对轴向柱塞泵配流副润滑特性的影响[J]. 农业工程学报, 2009, 25(12): 114—118.

Hu Jibin, Zou Yunfei, Li Xiaojin, et al. Influence of elastic deformation on lubricating characteristics of port plate pair of axial piston pump[J]. Transactions of the CSAE, 2009, 25(12): 114—118. (in Chinese with English abstract)

0 引 言

配流副是轴向柱塞泵中关键的摩擦副之一, 也是最容易磨损失效的部件^[1-2]。为形成缸体与配流盘间的软接触, 缸体配流面具有一定厚度的铜合金。由于配流副正常工作时, 油膜厚度很小, 且随着液压高压化的发展^[3], 配流面在高压条件下的弹性变形已与油膜厚度同一量级。配流副的弹性变形会使油膜厚度和压力分布不均匀, 势必对配流副的工作状态和润滑特性产生显著的影响。McConnachie 等^[4]对柱塞孔之间的区域变形进行了有限元分析, 指出缸体端面上两个高压孔之间分布着很大的应力, 最大应力出现在高压腔接近配流盘处, 并且在沿缸体柱塞孔直径方向的外表面也会出现较大应力。郑炜等^[5]对 63CY14-1B 型轴向柱塞泵的配流盘在压力场下的变形进行了有限元计算, 其研究指出, 工作时配流盘表面产生十分明显的翘曲变形, 尤以高压区变形最为严重。但目前针对配流副弹性变形对其润滑特性影响的文献较少。X.Wang^[6-7]、Kazama^[8-9]对类似于配流副工作机理的推力轴承进行了其密封带材料特性和弹性变形对油腔压力、承载力及泄漏量的影响研究。但目前尚无在考虑缸体配流面弹性变形对配流副润滑特性的影响下进行分析的文献。考虑到轴向柱塞泵转速不高, 且金属材料的热传导性较好, 油膜升温不大, 故对配流面的热变形不予

考虑^[10-11]。由于配流面的油膜厚度分布与压力分布成相互耦合的关系, 本文欲应用弹性流体动力润滑理论, 进行高压条件下配流面的油膜厚度分布、配流副密封带的泄漏量及配流面油膜承载力的研究。

1 配流副润滑模型的建立与求解

1.1 控制方程

配流副润滑模型的控制方程包括等温流体动力润滑的雷诺方程和油膜厚度方程。由于配流副转速不高, 油膜厚度很小, 及材料热传导性较好, 现对配流面间的流体润滑状态作如下假设:

1) 在配流面间流动的 oil 为牛顿流体, 并为连续的层流流动;

2) 油膜为等温, 忽略油膜黏压效应, 则油膜的动力黏度为常值, 且沿油膜厚度方向的压力梯度为零;

3) 配流盘为刚性体, 缸体配流面铜合金为线性弹性体。

根据以上假设, 在不考虑油液旋转惯性作用时, 油膜压力场无量纲雷诺方程的直角坐标形式为

$$\frac{\partial}{\partial x} \left(H \frac{\partial \bar{p}}{\partial x} \right) + N \frac{\partial}{\partial y} \left(H \frac{\partial \bar{p}}{\partial y} \right) = T \frac{\partial U}{\partial x} + \iota \frac{\partial V}{\partial y} \quad (1)$$

式中: x, y ——直角坐标系; $H = \bar{h}^3 / (12\mu)$; $U = \bar{h}(u_1 + u_2) / 2$; $V = \bar{h}(v_1 + v_2) / 2$; \bar{h} —— h/h_0 , 无量纲油膜厚度; \bar{p} —— p/P , 无量纲油膜压力; h_0 ——刚性无倾侧条件下配流副的油膜厚度, m ; μ ——油液动力黏度; $\text{Pa}\cdot\text{s}$; p ——配流面上的压力分布, MPa ; P ——配流副的配流窗口工作压力, MPa ; N, T, ι ——系统参数; h ——实际工作条件下的油膜厚度, m ; u_1, u_2 —— x 方向的速度, m/s ; v_1, v_2 —— y 方向的速度, m/s 。

考虑弹性变形的油膜厚度方程为

$$\bar{h} = (1 + r\alpha \cos(\theta - \beta)) + \Delta \bar{h} \quad (2)$$

收稿日期: 2009-02-26 修订日期: 2009-12-02

基金项目: 国防基础科研十五项目; 车辆传动国家重点实验室基金项目 (9140C3402060803)

作者简介: 胡纪滨 (1970—), 黑龙江哈尔滨人, 副教授, 工学博士。北京 北京理工大学机械与车辆工程学院, 100081。Email: hujibin@bit.edu.cn

*通信作者: 邹云飞 (1980—), 男, 江西赣州人, 博士生, 主要从事液压传动及液压元件润滑与密封研究。北京 北京理工大学机械与车辆工程学院, 100081。Email: zyfbacstreet@bit.edu.cn

式中: γ ——极坐标下的极径, m; θ ——极坐标下的极角, rad; $\Delta \bar{h}$ ——无量纲弹性变形量; β ——最大膜厚位置角, rad; α ——端面倾角, rad (配流盘与缸体平面间的夹角)。

1.2 贴体网格的建立

为避开在直角坐标系下求解配流副复杂几何形状油膜的困难, 在此采用与油膜边界形状贴合的自然坐标系。通过运用复合隐函数求导规则, 可推导出自然坐标系下的雷诺方程^[12-13]

$$\kappa \frac{\partial^2 \bar{p}}{\partial \bar{\zeta}^2} - 2\sigma \frac{\partial^2 \bar{p}}{\partial \bar{\zeta} \partial \bar{\eta}} + \gamma \frac{\partial^2 \bar{p}}{\partial \bar{\eta}^2} + \varsigma \frac{\partial \bar{p}}{\partial \bar{\zeta}} + \lambda \frac{\partial \bar{p}}{\partial \bar{\eta}} = \frac{J}{H} \left(\frac{\partial U}{\partial \bar{\zeta}} \frac{\partial \bar{y}}{\partial \bar{\eta}} - \frac{\partial U}{\partial \bar{\eta}} \frac{\partial \bar{y}}{\partial \bar{\zeta}} + \frac{\partial V}{\partial \bar{\eta}} \frac{\partial \bar{x}}{\partial \bar{\zeta}} - \frac{\partial V}{\partial \bar{\zeta}} \frac{\partial \bar{x}}{\partial \bar{\eta}} \right) \quad (3)$$

式中: $\bar{\zeta}$ 、 $\bar{\eta}$ ——自然坐标系; κ 、 σ 、 γ 、 ς 、 λ 、 J ——自然坐标系下的系统参数。

在计算中, $\bar{\zeta}$ 方向网格间隔数为 100, $\bar{\eta}$ 方向为 25, 则配流副网格划分如图 1。

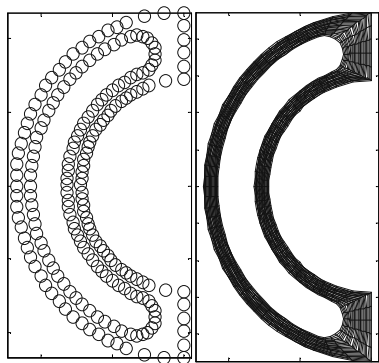


图 1 配流副计算域网格划分

Fig.1 Grid for computational domain of port plate pair

1.3 油膜厚度分布与压力分布耦合求解

本文求解油膜压力场无量纲雷诺方程采用有限差分法, 其边界条件为:

- 1) 密封带外可认为环境压力, $\bar{p}_h = 0$;
- 2) 配流窗口的工作压力为常数, $\bar{p}_g = 1$;
- 3) 若油膜出现破裂, 则在破裂边界处取雷诺边界条件, 即 $\bar{p} = 0$ 且 $\bar{p}' = \partial \bar{p} / \partial \bar{\zeta} = \partial \bar{p} / \partial \bar{\eta} = 0$ 。

针对弹性变形量的求解, 引用了一种最简单的处理方法, 即关于弹性基础木梁的 Winkler 假定。假定认为, 梁在弯曲时受到基础的连续分布的反作用力的作用。各点上反作用力的强度 (单位长度上的力) 与木梁在该点的位移成正比, 也就是把缸体表面的铜合金设想为无穷多个紧密排列的弹簧, 弹簧一端固定在刚性的缸体上, 一端承受油膜压力, 每个弹簧在压力作用下的位移相互独立, 则配流面铜合金各节点的弹性变形量可表达为^[14-15]

$$\Delta \bar{h} = \frac{(1+\nu)(1-2\nu)\bar{p}Pt}{(1-\nu)h_0E} \quad (4)$$

式中: t ——铜合金厚度, m; ν ——铜合金泊松比; E ——铜合金的弹性模量, GPa。

表 1 为耦合求解方程 (2) 和 (3) 中已知的配流副基本参数, 通过求解能够得到配流面的无量纲油膜厚度分布和压力分布。

表 1 配流副参数

黏度 $\mu/\text{Pa}\cdot\text{s}$	厚度 t/m	泊松比 ν	弹性模量 E/GPa	位置度 $\beta/(\circ)$
0.05	0.004	0.3	80	-90

图 2 为配流副正常工作条件下, 工作压力 $P=40\text{ MPa}$ 、转速 $\omega=2\ 000\text{ r/min}$ 、端面倾角 $\alpha=0.01$ 及油膜厚度 $h_0=10\text{ }\mu\text{m}$, 不考虑弹性变形和考虑弹性变形时的油膜厚度分布和油膜压力分布的对比图。

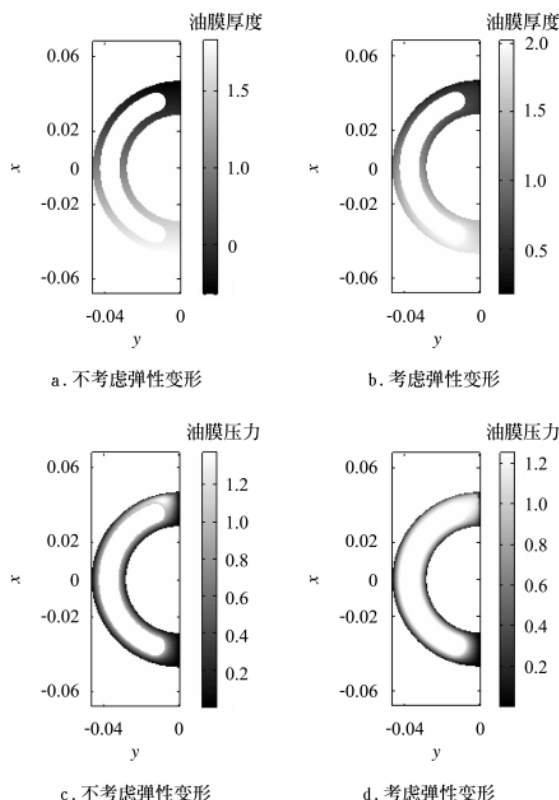


图 2 无量纲油膜厚度与油膜压力分布

Fig.2 Distribution of dimensionless film thickness and pressure

计算结果显示, 在考虑配流面弹性变形时, 整个配流面上的油膜厚度和油膜压力分布规律与不考虑弹性变形时基本一致; 但最大无量纲弹性变形量为 0.247, 最大油膜压力为 1.0175, 与不考虑弹性变形时平均油膜厚度相比增大了 14.48%, 但最大油膜压力却减小了 18.60%, 这是因为考虑弹性变形时, 配流面平均油膜厚度的增大将减弱配流副润滑流体动压效应。图中还能得出, 由于油膜厚度的增大, 其配流面的流动液阻减小, 从而使配流面的高压区增大, 承载力增大。

2 弹性变形对配流副润滑特性的影响

在配流副润滑特性研究文献中^[16-21], 无论是根据油膜压力对数分布或是用有限元方法所得出的压力分布, 均未考虑高压工作条件下配流面的弹性变形。根据考虑

弹性变形的润滑模型, 对配流面的压力分布采用矩形积分的方法可得配流副无量纲承载力^[22]

$$\bar{W} = \iint_A \bar{p} d\bar{A} \quad (5)$$

式中 \bar{A} ——无量纲油膜面积。

配流副的泄漏量为沿配流窗口等 $\bar{\eta}$ 线的积分

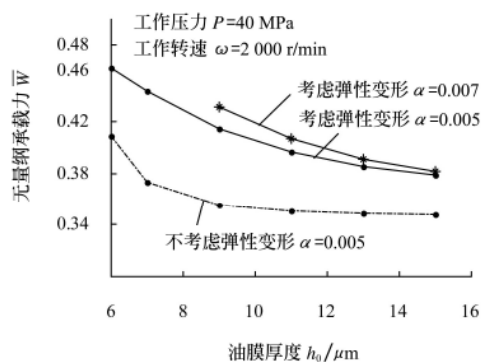
$$\bar{Q} = \int_{\bar{\eta}} \frac{1}{12\bar{\eta}} \frac{\partial \bar{p}}{\partial \bar{\zeta}} \bar{h}^3 d\bar{\eta} \quad (6)$$

缸体所受摩擦转矩主要包括油膜因黏性引起的剪应力对缸体的作用和周向压差对缸体的作用

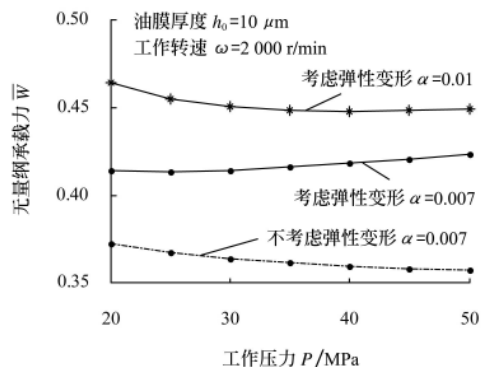
$$\bar{T} = \iint_A \left(\frac{\bar{\omega} r}{h} + \bar{h} \frac{\partial \bar{p}}{\partial \bar{\zeta}} \right) d\bar{A} \quad (7)$$

式中 $\bar{\omega}$ ——配流副无量纲工作转速。

从图 3a 可以看出, 无论考虑配流面的弹性变形与否, 随 h_0 增大, 由于配流面的流体动压效应减小, \bar{W}_e (下标 e 代表弹性变形条件) 和 \bar{W}_r (下标 r 代表刚性条件) 均减小; \bar{W}_r 的减小速率较快, 当 $h_0=15 \mu\text{m}$ 时, \bar{W}_r 已基本保持不变, 且随着 h_0 的增大, h_0 对弹性变形量的影响程度越小, \bar{W}_e 和 \bar{W}_r 必趋于一致, 即此时可以忽略弹性变形对承载力 \bar{W} 的影响。同时还能得出, 端面倾角 α 越大, 流体动压效应越大, \bar{W} 也就越大, 且随 h_0 增大, 动压效应的减小, α 对承载力的影响逐渐减小。而工作压力 P 对无量纲承载力的影响较小, 如图 3b 所示。且随着 P 增大, 油膜厚度增大, 动压效应减小, \bar{W} 趋于恒定。



a. 无量纲承载力随油膜厚度的变化曲线

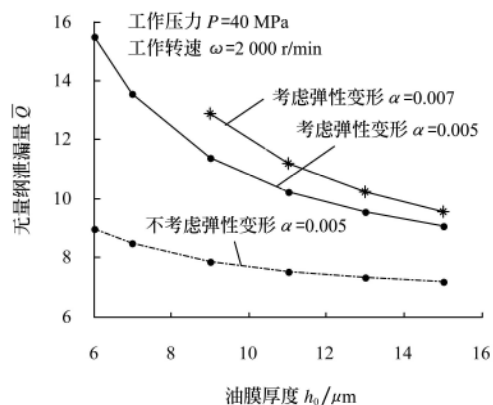


b. 无量纲承载力随工作压力的变化曲线

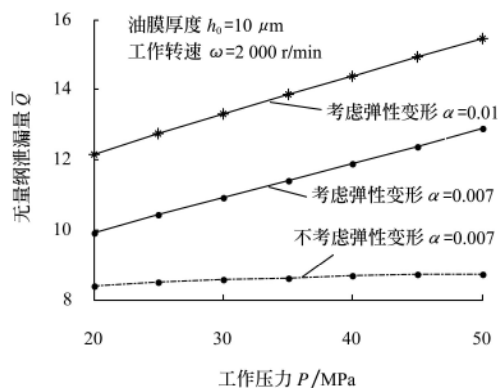
图 3 无量纲承载力的变化曲线

Fig.3 Variation curves of dimensionless load capacity

从图 4a 则得出, 考虑配流面的弹性变形时, 根据式 (2) 和 (3), 随 h_0 增大, \bar{h} 减小, 且动压效应减小, 即压力梯度也减小, \bar{Q}_e 减小; 而不考虑弹性变形时, \bar{h} 恒定不变的, \bar{Q}_r 只取决于压力梯度, 且当 $h_0=15 \mu\text{m}$ 时, \bar{Q}_r 已基本保持不变, 且随着 h_0 的增大, 弹性变形量对 h_0 的影响程度越小, \bar{Q}_e 和 \bar{Q}_r 必趋于一致, 即此时可以忽略弹性变形对 \bar{Q} 的影响。同时, α 越大, 压力梯度越大, \bar{Q} 也就越大。而工作压力对无量纲泄漏量的影响较大, 与工作压力呈线性关系增长, 如图 4b 所示; 但不考虑弹性变形时, \bar{h} 不受工作压力的影响而保持不变, 所以工作压力基本不影响无量纲泄漏量。



a. 无量纲泄漏量随油膜厚度的变化曲线

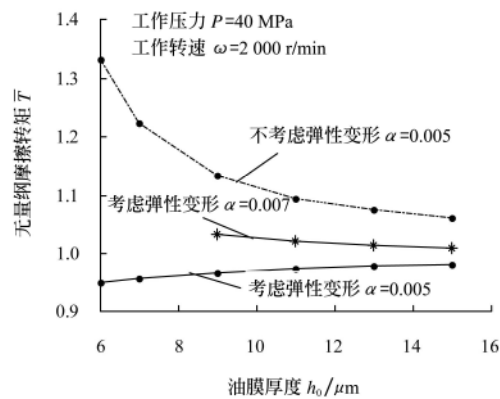


b. 无量纲泄漏量随工作压力的变化曲线

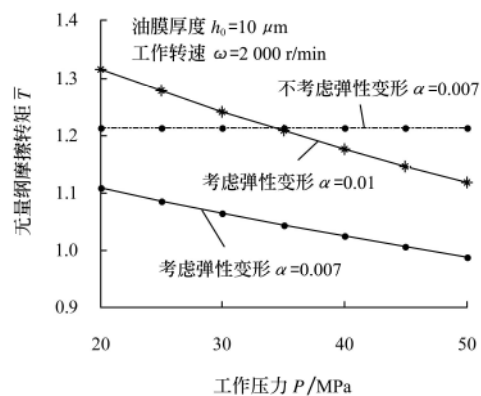
图 4 无量纲泄漏量的变化曲线

Fig.4 Variation curves of dimensionless leakage

图 5a 显示, 不考虑弹性变形时, 随 h_0 增大, 配流副的动压效应减小, 由周向压差引起的摩擦转矩就减小, 且减小的速率较大, 在一定的 h_0 时, \bar{T}_r 将趋于恒定; 而考虑弹性变形时, 弹性变形量增大了油膜厚度, 使得 \bar{T}_e 的变化曲线与 \bar{T}_r 趋于恒定的变化曲线相符。即在较大 h_0 时, \bar{T}_e 与 \bar{T}_r 将相等。同时还能得出, α 越大, 流体动压效应越大, \bar{T} 也就越大, 且随 h_0 增大, 动压效应的减小, α 对摩擦转矩的影响逐渐减小。而图 5b 中, 弹性变形量与工作压力成正比关系, 随着工作压力的增大, 弹性变形量线性增大, 所以无量纲摩擦转矩基本呈线性关系减小。



a. 无量纲摩擦转矩随油膜厚度的变化曲线



b. 无量纲摩擦转矩随工作压力的变化曲线

图 5 无量纲摩擦转矩的变化曲线

Fig.5 Variation curves of dimensionless frictional torque

3 结 论

1) 在考虑配流面弹性变形时, 整个配流面上的油膜厚度和油膜压力分布规律与不考虑弹性变形时基本一致; 但最大无量纲弹性变形量为 0.247, 最大油膜压力为 1.0175, 与不考虑弹性变形时平均油膜厚度相比增大了 14.48%, 但最大油膜压力却减小了 18.60%。

2) 配流副的弹性变形使油膜承载力和泄漏量明显增大, 且使配流副在外界干扰油膜厚度增大时仍具有较大的承载力。

3) 配流副的弹性变形使其摩擦转矩降低, 提高了配流副的机械效率。

4) 端面倾角越大, 配流副的承载力和泄漏量越大, 而摩擦转矩则越小。

5) 当油膜厚度大于 $15\text{ }\mu\text{m}$ 时, 可以忽略配流面弹性变形对配流副润滑特性的影响。

[参 考 文 献]

[1] 杨华勇, 艾青林, 周华. 轴向柱塞泵配流副润滑特性的研究进展[J]. 中国机械工程, 2004, 15(17): 1587—1593.
Yang Huayong, Ai Qinglin, Zhou Hu. Development of lubrication of port plate/cylinder block in axial piston pump[J]. Chinese mechanical engineering, 2004, 15(17): 1587—1593. (in Chinese with English abstract)

[2] 艾青林, 周华, 杨华勇. 轴向柱塞泵配流副润滑特性的数值分析[J]. 农业机械学报, 2004, 35(6): 78—85.
Ai Qinglin, Zhou Hua, Yang Huayong. Numerical analysis of lubrication property for port plate pair of axial piston pump[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2004, 35(6): 78—85. (in Chinese with English abstract)

[3] 俞云飞. 液压泵的发展展望[J]. 液压气动与密封, 2002, (1): 2—6.
Yu Yunfei. The developing prospect of pum[J]. Hyd Pneum & Seal, 2002, (1): 2—6. (in Chinese with English abstract)

[4] McConnachie J, Fagan M J. Design and analysis of the cylinder block of an axial piston pump[C]//The Third Scandinavian International Conference on Fluid Power, Linköping, 1993.

[5] 郑炜, 有雄, 冯洪江. 柱塞泵配油盘变形的有限元计算[J]. 机床与液压, 1990, (3): 23—24.
Zheng Wei, You Xiong, Feng Hongjiang. Deformation solution of finite element method in the port plate pair of piston pump[J]. Machine tool & Hydraulics, 1990, (3): 23—24. (in Chinese with Chinese abstract)

[6] Wang X, Yamaguchi A. Characteristics of hydrostatic bearing/seal parts for water hydraulic pumps and motors. Part 1: On eccentric loading and power losses[J]. Tribology international, 2002, 35(7): 425—433.

[7] Wang X, Yamaguchi A. Characteristics of hydrostatic bearing/seal parts for water hydraulic pumps and motors. Part 2: Experiment and theory[J]. Tribology international, 2002, 35(7): 435—442.

[8] Kazama T, Yamaguchi A. Optimum design of bearing and seals parts for hydraulic equipment[J]. Wear, 1993, 161(1/2): 161—71.

[9] Kazama T, Yamaguchi A. Experiment on mixed lubrication of hydrostatic thrust bearings for hydraulic equipment[J]. Trans ASME J Trib, 1995, 117(3): 399—402.

[10] 王建梅, 黄庆学, 杨世春. 大型轧机油膜轴承的三维热弹性流体动力润滑分析[J]. 太原重型机械学院学报, 2004, 25(Z1): 14—19.
Wang Jianmei, Huang Qingxue, Yang Shichun. Analysis on thermoelastohydrodynamic problem of large mill oil-film bearing[J]. Journal of taiyuan heavy machinery insititute, 2005, 25(Z1): 14—19. (in Chinese with English abstract)

[11] 金健. 弹性金属塑料瓦径向滑动轴承的理论分析及实验研究[D]. 上海: 上海大学机电工程与自动化学院, 2005.
Jin Jian. Theoretical Analysis and Experimental Research of EMP Journal Bearing[D]. Shanghai: School of mechatronics engineering and automation, Shanghai University, 2005. (in Chinese with English abstract)

[12] Thompson J F. Automatic numerical generation of body-fitted curvilinear coordinate system for field containing two-dimensional bodies[J]. Comput Phys, 1974, 15: 299—319.

[13] Pan Huachen, Sheng Jinghao, Lu Yongxiang. Finite difference computation of valve plate fluid film flows in axial piston machines[J]. Mech Sci, 1989, 31(10): 779—791.

[14] Lin J R, Hwang C C. Lubrication of shorts porous journal

- bearing-use of the Brinkman-extended darcy model[J]. *Wear*, 1993, 161: 93—104.
- [15] Abdallah A, Elsharkawy, Lotfi H, et al. Hydrodynamic lubrication of porous journal bearings using a modified Brinkman-extended Darcy model[J]. *Tribology International*, 2001, 34(11): 767—777.
- [16] Yamaguchi A. Formation of a fluid film between a valve plate and a cylinder block of piston pumps and motors[J]. *JSME International Journal*, 1987, 259(30): 87—92.
- [17] Yamaguchi A, Shimizu. Design method for fluid lubrication on valve plate of axial piston pumps and motors[C]//7th International Fluid Power Symposium, 1986: 19—27.
- [18] 陈卓如, 范莉, 金朝铭, 等. 液压马达新型端面配流副液压力分离力的数值求解及分析[J]. *机床与液压*, 2000, (2): 7—9.
Chen Zhuoru, Fan Li, Jin Chaomin, et al. Numerical solution and analysis of hydraulic separation force in a new end valve-plate pairs for hydraulic motor[J]. *Machine tool & Hydraulics*, 2000, (2): 7—9. (in Chinese with English abstract)
- [19] 李小宁, 毕诸明, 路建萍. 球面配流副的优化模型研究[J]. *机床与液压*, 1996, 141(3): 20—25.
Li Xiaoning, Bi Zhuming, Lu Jianping. Research on the optimal model of a pair of spherical distributor[J]. *Machine tool & Hydraulics*, 1996, 141(3): 20—25. (in Chinese with English abstract)
- [20] Ahn S Y, Rhim Y C, Hong Y S. Lubrication and dynamic characteristics of a cylinder block in an axial piston pump[C]//Proceedings of the World Tribology Congress, 2005: 223—224.
- [21] Bergada J M, Watton J, Kumar S. Pressure, flow, force, and torque between the barrel and port plate in an axial piston pump[J]. *Journal of dynamic systems measurement and control-transactions of the ASME*, 2008, 130(1): 11—24.
- [22] 杜巧连, 张克华. 动静压液体轴承油膜承载特性的数值分析[J]. *农业工程学报*, 2008, 24(6): 137—140.
Du Qiaolian, Zhang Kehua. Numerical analysis of load-bearing capacity of oil film for hydro-hybrid bearing using finite element method[J]. *Transactions of the CSAE*, 2008, 24(6): 137—140. (in Chinese with English abstract)

Influence of elastic deformation on lubricating characteristics of port plate pair of axial piston pump

Hu Jibin, Zou Yunfei^{*}, Li Xiaojin, Lin Shuo

(National Key Laboratory of Vehicular Transmission, Beijing Institute of Technology, Beijing 100081, China)

Abstract: Considering the magnitude of elastic deformation was the same as the film thickness of port plate pair under high pressure, the model of lubrication was established by the theory of elastohydrodynamic lubrication. The influence of elastic deformation on lubricating characteristics was analyzed using finite difference method. The results showed that the average film thickness increased by 14.48%, but the largest film pressure decreased by 18.6% in the elastic case. And the film load capacity and leakage increase obviously, but frictional torque decreases obviously in the condition of small film thickness. By contraries, the influence of elastic deformation on lubricating characteristics could be neglected in the condition of large film thickness beyond the film thickness 15 μm . The study lays a foundation for design and research on port plate pair of high-pressure axial piston pump.

Key words: elastic deformation, lubrication, pump, piston pump, port plate pair